

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Okružní pila na palivové dřevo

Circular Saw for a Fire-wood

Student:

Ondřej Thiemel

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do konce jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

Ondřej Thiemel

Adresa:

Nádražní 158

Dolní Benešov

747 22

Anotace Bakalářské práce

Thiemel, O. *Okružní pila na palivové dřevo*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 38 s. Bakalářská práce, vedoucí: Szlachta, T.

Vypracovaná bakalářská práce se zabývá vlastním konstrukčním návrhem kotoučové pily na palivové dřevo. V úvodu bakalářské práce je uveden přehled jednotlivých vyráběných kotoučových pil s hlavními parametry. Zároveň byly řešeny hlavní části okružní pily jako je elektromotor, výpočet řezné síly pilového kotouče a pojezd pily na malé vzdálenosti. Kotoučová pila dokáže pracovat jak v kolébkovém tak ve stolním režimu. Vlastní konstrukční návrh pily a pojezdu pily je zobrazen v příloze bakalářské práce.

Anotation of the Bachelor's work

Thiemel, O. *Circular Saw for a Fire-wood*. Ostrava: Department of Machine parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 38 s. Bachelor's work, leader: Szlachta, T.

The elaborated bachelor's work deals with the actual structural project of the circular saw for a fire-wood. The overview of single produced circular saws with their main parameters is presented in the introduction of the bachelor's work. At the same time, there were solved main parts of the circular saw such as the electromotor, calculation of the cutting force of the saw disc and the travel of the saw for small distances. The circular saw manages to work both in the cradle and in the table mode. The actual structural project of the saw and its travel is displayed in the enclosure of the bachelor's work.

Obsah bakalářské práce:

OBSAH BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:	1
1 SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ:.....	2
2 ÚVOD:	6
3 VŠEOBECNÝ PŘEHLED KOTOUČOVÝCH PIL NA DŘEVO Z ŠIROKÉHO SPEKTRA JEDNOTLIVÝCH VÝROBCŮ:.....	7
3.1 RUČNÍ KOTOUČOVÉ PILY:.....	7
3.2 FORMÁTOVACÍ PILY:.....	8
3.3 POKOSOVÉ PILY:.....	9
3.4 KOLÉBKOVÉ PILY A JEJICH VARIANTY:.....	10
3.4.1 Kolébkové pily s přímým pohonem:.....	10
3.4.2 Kolébkové pily s řemenovým pohonem:.....	11
3.4.3 Kolébkové pily se sklápěcím stolem:.....	11
3.5 STOLNÍ KOTOUČOVÉ PILY:	12
3.6 VÝHODNOCENÍ TECHNICKÝCH PARAMETRŮ:	13
4 ŘEŠENÍ HLAVNÍCH ČÁSTÍ OKRUŽNÍ KOTOUČOVÉ PILY:.....	14
4.1 VOLBA POHONU:	14
4.2 VOLBA PŘEVODU:	15
4.3 VOLBA ŘEMENU:	15
4.4 VOLBA ŘEZNÉHO KOTOUČE:	16
5 VÝPOČET SKUTEČNÉ ŘEZNÉ SÍLY KOTOUČE PŘI POČÁTEČNÍ PODMÍNCE:	18
5.1 VÝPOČET KROUTICÍCH MOMENTŮ:	18
5.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU - I_{sk} :.....	18
5.3 VÝPOČET ŘEZNÉ SÍLY NA OBVODU KOTOUČE:	19
5.4 VÝPOČET ŠÍŘKY ŘEZU:	19
5.5 VÝPOČET POČTU ZUBŮ V ZÁBĚRU:	20
5.6 VÝPOČET POSUVU NA ZUB:	20
5.7 VÝPOČET SKUTEČNÉ ŘEZNÉ SÍLY Z TVRDOSTI DŘEVA A STANOVENÍ POSUVU:.....	21
5.8 STANOVENÍ PROŘEZU NA STOLE:	23
6 VÝPOČET POČTU ŘEMENŮ A SIL PŮSOBÍCÍCH V ŘEMENI DLE [8]:.....	24
6.1 VÝPOČET JMENOVITÉHO VÝKONU:.....	24
6.2 VÝPOČET DÉLKY ŘEMENE:	24
6.3 VÝPOČET SKUTEČNÉ OSOVÉ VZDÁLENOSTI:	25
6.4 VÝPOČET VÝSLEDNICE TAHOVÝCH SIL V ŘEMENI:	26
7 KONTROLA ZÁVITOVÉ ČÁSTI HŘÍDELE A VÝPOČET UTAHOVACÍ SÍLY MATICE:.....	28
7.1 VÝPOČET CELKOVÉ OSOVÉ SÍLY VE ŠROUBU:	28
7.2 VÝPOČET STATICKÉ BEZPEČNOSTI ZÁVITOVÉ ČÁSTI:	29
7.3 VÝPOČET POTŘEBNÉ UTAHOVACÍ SÍLY MATICE:	30
8 VÝPOČET PRŮMĚRU HŘÍDELE A VÝPOČET PER:.....	32
8.1 VÝPOČET PRŮMĚRU HŘÍDELE:	32
8.2 VÝPOČET DÉLKY PERA POD MALOU ŘEMENICÍ Z PODMÍNKY NA OTLAČENÍ:	32
8.3 VÝPOČET DÉLKY PERA POD PŘÍRUBOU:	33
9 VOLBA POJEZDU PILY NA MENŠÍ VZDÁLENOSTI:	34
9.1 VOLBA KOLEČEK:	34
9.2 VOLBA POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ (OBR. 9.2):.....	34
10 ÚDRŽBA A BEZPEČNOSTNÍ PRVKY OKRUŽNÍ PILY:.....	35
11 ZÁVĚR:.....	36
12 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:.....	37
13 SEZNAM PŘÍLOH:	38

1 Seznam použitého značení:

Označení:	Název:	Jednotka:
A_{skmin}	- osová vzdálenost pro nasazení řemene	mm
A_{skMAX}	- osová vzdálenost pro napnutí řemene	mm
A_{sk}	- skutečná osová vzdálenost	mm
A'	- předběžná osová vzdálenost	mm
A	- osová vzdálenost	mm
b	- šířka pilového kotouče	mm
b_c	- šířka řezu	mm
b_f	- šířka pera	mm
c_1	- součinitel úhlu opásání	-
c_2	- součinitel provozního zatížení pro denní provozní dobu	-
c_3	- součinitel délky klínového řemene	-
d_k	- průměr řezného kotouče	mm
d	- průměr upínacího otvoru kotouče	mm
d_1	- průměr velké řemenice	mm
d_2	- průměr malé řemenice	mm
d_s	- průměr řezaného špalku na kolébce	mm
d_m	- třecí poloměr pod maticí	mm
d_0	- díra v ocelové podložce	mm
d_H'	- předběžný průměr hřídele	mm
d_H	- průměr hřídele	mm
d_z	- velký průměr závitu	mm
d_{2z}	- střední průměr závitu	mm
d_{3z}	- malý průměr závitu	mm
D_s	- střední průměr stykových ploch dvou přírub	mm
$D_{př1}$	- velký průměr příruby	mm
$D_{př2}$	- malý průměr příruby	mm
f_d	- součinitel tření v klínové drážce	-
f_s	- součinitel smykového tření pro ocel a litinu	-
f_k	- redukovaný koeficient tření klínové drážky	-
f_0	- součinitel suchého tření pryžového řemene	-

f_p	-	předběžný posuv při řezání dřeva	mm/s
f_{pmax}	-	maximální dovolený posuv při řezání 190 mm kulatiny	mm/s
f_z	-	posuv na zub	mm
f_t	-	součinitel smykového tření na metrickém závitu	-
f_m	-	součinitel tření mezi podložkou a maticí	-
F_z	-	obvodová síla působící na závit	N
F_U	-	síla potřebná k utažení matice	N
$F_{\dot{r}}$	-	řezná síla na obvodu kotouče	N
$F_{\dot{r}s}$	-	skutečná řezná síla	N
$F_{\dot{r}s}'$	-	řezná síla jednoho zubu	N
F_o	-	přenášená obvodová síla z hnací řemenice na hnanou	N
F_1	-	síla v tažné větvi	N
F_2	-	síla v tažené větvi	N
$F_{p\dot{r}}$	-	síla vyvozená předpětím řemene	N
F_v	-	výslednice tahových sil	N
F_T	-	třecí síla působící na středním průměru přírub	N
F_{OT}	-	osová síla ve šroubu	N
F_{pos}	-	posouvající síla	N
F_{CO}	-	celková osová síla ve šroubu	N
F_{p1}	-	síla působící na bok pera v řemenici	N
F_{p2}	-	síla působící na bok pera v přírubě	N
h	-	výška řezu na stole	mm
i	-	předběžný převodový poměr	-
i_{sk}	-	skutečný převodový poměr	-
k	-	bezpečnost proti celkovému prokluzu řemene na řemenici	-
k_s	-	statická bezpečnost	-
k_{min}	-	minimální statická bezpečnost spoje pomocí matice	-
l_{kl}	-	vzdálenost mezi utahovací silou a maticí	mm
l'	-	předběžná délka pera	mm
l	-	délka pera	mm
$L_{p'}$	-	předběžná délka řemene	mm
L_p	-	skutečná délka řemene	mm
L	-	délka oblouku jednoho zubu	mm
m	-	hmotnost řezného kotouče	kg

M_{k1}	-	krouticí moment na hnací hřídeli	Nm
M_{k2}	-	krouticí moment na hnané hřídeli	Nm
M_T	-	třecí moment mezi přírubou a kotoučem	Nm
M_u	-	utahovací moment matice	Nm
M_{tz}	-	moment tření na závitu	Nm
M_{tm}	-	moment tření pod maticí	Nm
n_1	-	otáčky elektromotoru	ot/min
n_2	-	otáčky řezného kotouče	ot/min
p_A	-	hodnota pro výpočet skutečné osové vzdálenosti	mm
p	-	tvrdost dřeva	MPa
p_2	-	tlak způsobený silou F_{p1}	MPa
p_{D2}	-	dovolený tlak	MPa
P	-	výkon motoru	kW
P_j	-	jmenovitý výkon motoru	kW
P_r	-	výkon přenášený jedním řemenem	kW
P_n	-	rozteč závitu	mm
q	-	hodnota pro výpočet skutečné osové vzdálenosti	mm
R_z	-	zaoblení dna závitu	mm
Re	-	mez kluzu	MPa
s	-	rozměr dle ČSN EN 24032, velikost klíče	mm
s_f	-	skluz řemene	-
S_{tf}	-	plocha třísky na kterou působí řezná síla	mm ²
S_{\S}	-	průřez dřívku šroubu	mm ²
t	-	výška pera v hřídeli	mm
t_1	-	výška pera v náboji	mm
v	-	obvodová rychlost řemene	m/s
v_f	-	řezná rychlost kotouče	m/s
v_1	-	obvodová rychlost na velké řemenici	m/s
v_2	-	obvodová rychlost na malé řemenici	m/s
W_k	-	kvadratický modul průřezu v krutu	mm ⁴
x	-	hodnota pro napnutí řemene	mm
y	-	šířka třísky	mm
y_0	-	délka oblouku třísky	mm
z_k	-	počet zubů řezného kotouče	-

z_f	-	počet zubů v záběru	-
z_c	-	počet zubu v záběru za sekundu	1/s
z	-	počet řemenů	-
α_0	-	doplňkový úhel	°
α	-	úhel drážky řemenice	°
α_z	-	úhel profilu závitu	°
β	-	úhel opásání malé řemenice	°
γ	-	úhel který svírá jeden zub	°
$\eta_{př}$	-	účinnost řemenového převodu	-
σ_t	-	tahové napětí ve šroubu	MPa
σ_{red}	-	redukované napětí podle HMM	MPa
τ	-	napětí v krutu	MPa
ψ	-	úhel stoupání závitu	°
Φ'	-	třecí úhel závitu	°

2 Úvod:

Vypracovaná bakalářská práce vychází ze stanovených zadání pro zpracování bakalářské práce.

Cílem této bakalářské práce je vytvoření vlastního konstrukčního návrhu okružní pily na palivové dřevo se stolem, kolébkou, zvoleným elektromotorem a návrhu přesunu pily na menší vzdálenosti. Důležitým faktorem pro konstrukční návrh je výpočet řezné síly pilového kotouče pro přeřezání dřevěného špalku o průměru 190 mm na kolébce.

Uvedená bakalářská práce obsahuje:

1. Přehled možných výrobců kotoučových pil s porovnáním technických parametrů týkajících se hlavně maximálního průměru řezaného špalku a výkonu použitých elektromotorů.
2. Řešení hlavních částí samotného návrhu s uvedením potřebných konstrukčních výpočtů, které se zabývají: skutečnou řeznou silou ze stanovené tvrdosti dřeva při řezání špalku o průměru 190 mm, počtem řemenů, pevnostní kontrolou závitové části hřídele s výpočtem utahovací síly matice a volbou pojezdu pily na menší vzdálenosti.

Cíle bakalářské práce:

- Všeobecný přehled kotoučových pil na dřevo
- Řešení hlavních částí okružní pily (pohon, převod, řemen, řezný kotouč) – výběr varianty, zdůvodnění
- Výpočet skutečné řezné síly kotouče při maximálním průměru špalku na kolébce 190 mm
- Stanovení prořezu na stole (max. 135 mm)
- Stanovení počtu řemenů a napínacího zařízení
- Pevnostní kontrola závitové části hřídele a výpočet utahovací síly matice
- Pojezd pily na menší vzdálenosti
- Údržba a bezpečnostní prvky
- Závěr (vyhodnocení)

3 Všeobecný přehled kotoučových pil na dřevo z širokého spektra jednotlivých výrobců:

- Všeobecný přehled je uveden z důvodu porovnání jednotlivých technických parametrů kotoučových pil níže uvedených výrobců se zásadami pro zpracování bakalářské práce. Převážně pak porovnání jednotlivých pohonných jednotek (motorů) tak, aby bylo splněno zadání pro maximální výšku a maximální průměr řezu.
- Kotoučové pily se na našem trhu vyskytují v různých variantách a provedeních a dělí se do příslušných skupin. Toto dělení nám umožňuje řezat dřevo na hrubé špalky, kde nám většinou nejde o vzhled a o rozměr. Výjimku tvoří pouze dřevo s velmi přesnými rozměry. Díky těmto možnostem našly kotoučové pily uplatnění jak v truhlářské výrobě, tak i v dílnách a některých domácnostech.

3.1 Ruční kotoučové pily:

- Ruční kotoučové pily se používají především pro řezání méně rozměrného materiálu (deskového dřeva). Tyto pily se nevyznačují takovou hloubkou řezu jako ostatní. Výhodou však je malý rozměr, malá hmotnost, snadná manipulace (přemístitelnost) a také odvod pilin a jejich odsávání bez použití adaptéru. U některých typů se navíc vyskytuje laserový paprsek pro přesnější řezání, elektrodynamická brzda pro vyšší bezpečnost a možnost aretace vřetena pro řezání pod uhlím.
- Příkladem ruční kotoučové pily je pila typu **Black and Decker CD 601** [13]. Tento typ (obr. 3.1) se vyznačuje možností provádění šikmých řezů, malou hlučností a vibracemi, bezpečnostní zajišťovací funkcí zabráňující náhodné spuštění pily a funkcí umožňující zvýšení nebo snížení hloubky řezu.



Obr. 3.1 Ruční kotoučová pila Black and Decker CD 601.

Tab. 3.1 Technické parametry pily Black and Decker CD 601.

Výkon motoru	1,1 kW
Otáčky naprázdno (bez zatížení)	5000 ot./min
Hloubka řezu	55 mm
Průměr kotouče	170 mm
Napájení	230V

3.2 Formátovací pily:

- Formátovací pila je tradiční stroj určený pro veškerou truhlářskou výrobu a je vhodná k dělení deskového a masivního materiálu na profesionální úrovni. Konstrukce stolu je většinou vyrobena z litiny nebo oceli. Na stole můžou být připevněna posuvná vodící pravítka, zařízení pro nastavení prořezu a úhlu a jiná zařízení jako je odsávání, bezpečnostní prvky apod. Elektromotory, pohonné jednotky těchto pil, zabezpečují dostatečný výkon stroje i při plném zatížení.
- Příkladem formátovací pily je pila typu **Suppra 320** (obr. 3.2) dle [12] s robustní svařované ocelové konstrukce s leštěnými litinovými stoly, které jsou uzpůsobeny pro snadnou manipulaci se strojem za použití paletizačního nebo vysokozdvížného vozíku. Tato pila má přesně vyvážené hřídele minimalizující vibrace a hluchnost, několik pravítek pro možnost přesného řezání, manuální zdvih, naklápění pilového agregátu s kotouči, automatickou brzdu motoru, předřezový agregát s manuálním ovládáním a s vlastním motorem.



Obr. 3.2 Formátovací pila Suppra 320.

Tab. 3.2 Technické parametry pily Suppra 320.

Výkon hlavního pilového agregátu	5,5 kW
Otáčky hlavního pilového kotouče	4000 / 5000 / 6000 ot./min
Maximální prořez hlavního kotouče při 90°	135 mm
Maximální prořez hlavního kotouče při 45°	96 mm

Průměr hlavního pilového kotouče	355 mm
Výkon předřezového agregátu	0,75 kW
Průměr předřezového kotouče	120 mm
Otáčky předřezového kotouče	8000 ot./min
Hmotnost	860 kg

3.3 Pokosové pily:

- Tyto pily jsou ideální pro tesařské a truhlářské práce. Jsou vhodné pro řezání dřeva, obkladových desek, plastů a neželezných kovů. Vyznačují se robustním otočným podstavcem, který slouží pro připevnění řezaného materiálu, možností naklopení řezného kotouče pod určitým úhlem a pod. Motory těchto pil jsou umístěny za nebo vedle kotouče na klopném ramenu.
- Příkladem pokosové pily je pila typu **Bosch GCM 10S** (obr. 3.3) dle [11] s úhlem pokosu ve velkém rozmezí. To nám usnadňuje práci a řezání materiálu pod nejrůznějšími úhly. Aretace vřetena usnadňuje výměnu pilového kotouče. Stůl a doraz stolu je z vysoce kvalitní, pod tlakem lité hliníkové slitiny.



Obr. 3.3 Pokosová pila Bosch GCM 10S.

Tab. 3.3 Technické parametry pily Bosch GCM 10 S.

Výkon motoru	1,8 kW
Otáčky kotouče na prázdno	4 700 ot./min
Průměr řezného kotouče	254 mm
Upínací otvor pilového kotouče	30 mm
Celkové rozměry pily (d/š/v)	78/68/54 mm
Maximální průměr řezané kulatiny	87 mm
Napájení	230 V
Hmotnost	21,5 kg

3.4 Kolébkové pily a jejich varianty:

- Kolébkové pily se používají pro řezání silné kulatiny, trámů apod. Vyrábějí se v různých variantách jako např.:

3.4.1 Kolébkové pily s přímým pohonem:

- Pila s osou elektromotoru, totožnou s osou pilového kotouče. Jedná se o pilu s přímým pohonem. Výhodou je, že nedochází ke ztrátám vlivem převodu, může však dojít k vymrštění řezaného materiálu z důvodu naražení kotouče na tvrdý materiál (hřebík apod.). Nezbytným vybavením je potom brzda pilového kotouče.
- Příkladem těchto pil jsou pily typu **Scheppach wox d500** (obr. 3.4) a **wox d700** (obr. 3.5) dle [10]. Tyto pily mají stabilní svařovanou konstrukci z ocelových úhelníků, zabezpečenou proti převrnutí. Další výhodou je jejich mobilita → pomocí velikých koleček můžeme pily posunout na místo, kde jsou zapotřebí.



Obr. 3.4 Kolébková pila Scheppach wox d500.



Obr. 3.5 Kolébková pila Scheppach wox d700.

Tab. 3.4 Technické parametry pil Scheppach wox d500 a wox d700.

Typ	wox d500	wox d700
Výkon motoru	3 kW	4 kW
Otáčky pilového kotouče	2800 ot/min	1450 ot/min
Celkové rozměry pily (d/š/v)	880/900/1000	850/890/1130
Průměr pilového kotouče	500 mm/56 zubů	700 mm/56 zubů
Příkon motoru	4,2 kW	5,2 kW
Napájení motoru	380-420 V/50 Hz	380-420 V/50 Hz
Maximální průměr řezané kulatiny	170 mm	250 mm
Hmotnost	79 kg	107,5 kg

3.4.2 Kolébkové pily s řemenovým pohonem:

- Velkou výhodou těchto pil je, že pokud při řezání narazí zuby kotouče na tvrdý materiál, automaticky dochází k prokluzu řemenů a my můžeme vytáhnout dřevo z místa řezu nebo pilu vypnout. Protože jsou tyto pily navrženy tak, že se motor nachází pod hřídelí kotouče, je tím dosaženo maximální možné hloubky řezu.
- Příkladem této pily je pila typu **Scheppach kw7** (obr. 3.6) dle [10]. Je vyrobena ze stejné konstrukce jako Scheppach wox d500. U této pily díky pohodlné pracovní výšce a výkyvné kolébce prochází rozměrné dílce skrz pilový kotouč při vynaložení minimálního úsilí.



Obr. 3.6 Kolébková pila Scheppach kw7.

Tab. 3.5 Technické parametry pily Scheppach kw7.

Výkon motoru	4 kW
Otáčky pilového kotouče	1400 ot/min
Celkové rozměry pily (d/š/v)	820/1060/1150
Průměr pilového kotouče	700 mm/56 zubů
Příkon motoru	5 kW
Napájení motoru	380-420 V/50 Hz
Maximální průměr řezané kulatiny	270 mm
Hmotnost	135 kg

3.4.3 Kolébkové pily se sklápěcím stolem:

- Na těchto pilách můžeme řezat nejen kulatiny na kolébce, ale také desky nebo prkna na sklopném stole.
- Příkladem těchto pil je pila typu **Scheppach kw 70m** (obr. 3.7) dle [10]. Tato pila má rovněž svařovanou konstrukci z ocelových úhelníků, zabezpečenou proti převrnutí. Tuto pilu lze přenastavit pro řezání s pilovým kotoučem o průměru 500 mm a řezné rychlosti 2500 ot/min.



Obr. 3.7 Kolébková pila se sklápěcím stolem Scheppach kw 70m.

Tab. 3.6 Technické parametry pily Scheppach kw 70m.

Výkon motoru	4 kW
Otáčky pilového kotouče	1400 ot/min
Celkové rozměry pily (d/š/v)	850/1400/1250
Průměr pilového kotouče	700 mm/56 zubů
Příkon motoru	5 kW
Napájení motoru	380-420 V/50 Hz
Maximální průměr řezané kulatiny	250 mm
Maximální výška řezu nad stolem	240 mm
Hmotnost	196 kg

3.5 Stolní kotoučové pily:

- Stolní kotoučové pily se používají nejčastěji k podélnému nebo příčnému řezání deskového dřeva a to vše na pracovním stole, který může být pevný nebo posuvný.
- Příkladem těchto pil je pila typu **Scheppach d700** (obr. 3.8) dle [10]. Tato pila má posuvný stůl, pilový kotouč z tvrdokovu a je vybavena optimálním bezpečnostním vybavením pro naši ochranu.



Obr. 3.8 Stolní kotoučová pila Scheppach d700.

- Dalším příkladem je pila typu **Scheppach ke 70m** (obr. 3.9) dle [10]. Tato pila má rovněž svařovanou konstrukci z ocelových úhelníků, zabezpečenou proti převrnutí. Pohon zajišťují řemeny.



Obr. 3.9 Stolní kotoučová pila Scheppach ke 70m.

Tab. 3.7 Technické parametry pil Scheppach d700 a ke 70m.

Typ	d700	ke 70m
Výkon motoru	4 kW	4 kW
Otáčky pilového kotouče	1450 ot/min	1400 ot/min
Celkové rozměry pily (d/š/v)	1420/855/1250	860/1460/1210
Průměr pilového kotouče	700 mm/56 zubů	700 mm/56 zubů
Příkon motoru	5,2 kW	5 kW
Napájení motoru	380-420 V/50 Hz	380-420 V/50 Hz
Maximální průměr řezané kulatiny	230 mm	250 mm
Hmotnost	135 kg	184 kg

3.6 Vyhodnocení technických parametrů:

- Vyhodnocení vychází z porovnání maximálního průměru řezané kulatiny a ze stanoveného výkonu elektromotoru.
- Dle uvedených technických parametrů jednotlivých typových řad kotoučových pil lze konstatovat, že je nutné počítat s výkonem elektromotoru od 2 kW do 4 kW. Tento výkon je dostatečný pro splnění podmínek daných v zadání bakalářské práce.
- Samostatné stanovení typu a výkonu elektromotoru je uvedeno v řešení hlavních částí v kapitole č. 4.1.

Tab. 3.8 Technické parametry jednotlivých kotoučových pil.

Typ	B.D. CD 601	Suppra 320	Bosch GCM 10S	Scheppach wox d500	Scheppach wox d700	Scheppach kw7	Scheppach kw70m	Scheppach d700	Scheppach ke70m
Výkon motoru	1,1 kW	5,5 kW	1,8 kW	3 kW	4 kW	4 kW	4 kW	4 kW	4 kW
Maximální průměr řezané kulatiny	55 mm	135 mm	87 mm	170 mm	250 mm	270 mm	250 mm	230 mm	250 mm

4 Řešení hlavních částí okružní kotoučové pily:

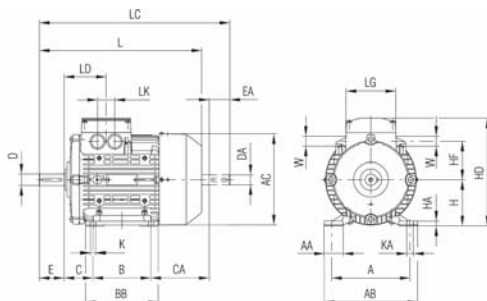
- Celá konstrukce pily je tvořena tlustostěnnými obdélníkovými profily a stůl je tvořen profily čtvercovými. Pila dokáže řezat dřevo jak ve stolním, tak v kolébkovém režimu.
- K přenosu výkonu z elektromotoru na hnanou hřídel nám slouží dva úzké řemeny typu SPZ 1400. Výpočet počtu řemenů je řešen v kapitole č. 6.
- Celá pila je ovládána jedním vypínačem, který je z důvodu co nejsnadnějšího přístupu umístěn na přední straně kolébky na dřevo.
- Pojezd pily (přesun na menší vzdálenosti) zajišťují dvě kolečka a pojezdové ústrojí – tažná oje. Oje slouží ke snadnějšímu přemísťování okružní kotoučové pily. Manipulace a popis ústrojí je řešen v kapitole č. 9.

4.1 Volba pohonu:

- Z uvedených technických parametrů jednotlivých typových řad kotoučových pil je volen elektromotor od firmy Siemens (obr. 4.1) dle [16]. Jde o trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko – patkový. Označení motoru - 1LA7- 4AA 60.

6 – číslice označující napětí 400/690V

0 – číslice označující tvar IM B3



Obr. 4.1 Trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko 1LA7- 4AA 60.

Tab. 4.1 Technické parametry motoru 1LA7- 4AA 60.

Typová řada	1LA7
Velikost (osová výška)	100 mm
Výkon	3,00 kW
Otáčky	1 420 min ⁻¹
Napětí	400/690 V
Kostra	hliníková
Pro teplotu okolí	-30°C do 40°C
Pro nadmořskou výšku	do 1 000 m
Závit ve volném konci hřídele	M10 x 22
Standardní nátěr	Odstín RAL 7030

4.2 Volba převodu:

Převod řetězem:

Výhody: není tak citlivý k pracovnímu prostředí (teplota, vlhkost), bezpečný přenos obvodové síly z důvodu tvarové vazby

Nevýhody: hlučnost, musí se nastavovat rovnoběžnost hřídelů a řetězek → přesná montáž, velkou nevýhodou však je, že nedochází k prokluzu z důvodu tvarové vazby → **nevyhovující**

Převod řemenem:

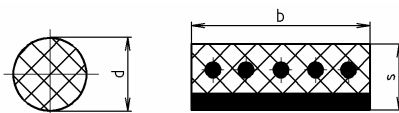
Nevýhody: citlivost na větší teploty a okolní vlivy počasí, dochází k prodlužování řemenů → musí se napínat

Výhody: může dojít k prokluzu a tím ke zvýšení bezpečnosti vůči odmrštění řezaného materiálu a také k ochraně zubů kotouče, řemen slouží jako pojistka pohonu před přetížením → **vyhovuje**

4.3 Volba řemenu:

Kruhový, plochý (obr. 4.2):

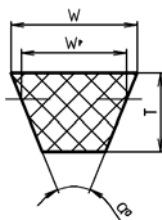
- Používají se pro přenos malých výkonů → **nevyhovující**.



Obr. 4.2 Kruhový a plochý řemen.

Klínový řemen klasického průřezu (obr. 4.3):

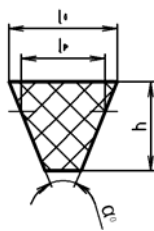
- Má větší přilnavost k řemenicím a přenáší tím větší zatížení. Klínová drážka způsobuje 3,1 až 3,4 krát větší tření než u plochého řemene → snížení potřebné napínací síly a tím menší namáhání na hřídele.



Obr. 4.3 Klínový řemen klasického průřezu.

Klínový řemen úzkého průřezu (obr. 4.4):

- Označovaný jako RAPID, přenáší o 50 až 100 % větší výkon než řemen klasického průřezu → snížení počtu řemenů potřebných k přenosu obvodové síly.

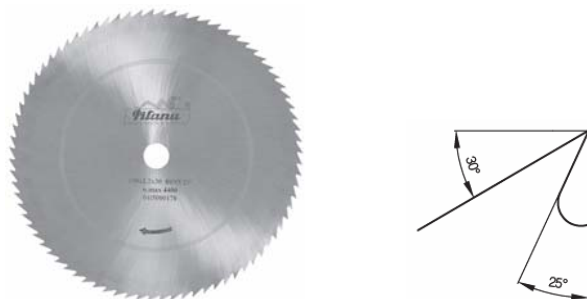


Obr. 4.4 Klínový řemen úzkého průřezu.

- Z důvodu přenosu větších sil a lepších vlastností jsou voleny úzké řemeny. S ohledem na přenášený výkon a otáčky elektromotoru je volen řemen typu SPZ dle [1].

4.4 Volba řezného kotouče:

- Řezné kotouče na dřevo jsou rotační řezné nástroje tvaru kruhového listu s mnoha řeznými zuby na obvodě.
- Pro občasné řezání na kotoučové pile a také z ekonomického hlediska není potřeba řezného kotouče s břity ze slinutého karbidu nebo kotouče s diamantovými břity. Proto je volen kotouč z nástrojové oceli od firmy Pilana typu 5312-80 NV25° (obr. 4.5) dle [9]. Z důvodu prořezání 190 mm špalku na kolébce je volen průměr kotouče $d_k = 600 \text{ mm}$.



Obr. 4.5 Řezný kotouč 5312-80 NV25°.

Tab. 4.2 Parametry kotouče 5312-80 NV25°.

$D = d_k$	b	d	z_k	m
600	2,8	30	80	5,94

Řezný kotouč s jemným trojúhelníkovým ozubením.

Pozitivní úhel čela 25°.

Pro řezání měkkého i tvrdého dřeva menších tloušťek.

Maximální rozvod – 1/3 tloušťky kotouče na každou stranu.

Maximální přípustné otáčky $n_{\max} = 4400 \text{ ot/min}$.

- Řezný kotouč je vyroben z ušlechtilé nástrojové oceli 75Cr1 (DIN 1.2003, ČSN 19418), je tepelně zpracován a vyrovnan. Materiál je kalen na 44 - 48 HRC.

Výměna řezného kotouče:

- Při výměně řezného kotouče je nutno nejdříve odklopit stůl, poté odšroubovat matici s levým závitem M24-LH, odstranit přírubu a nakonec následuje vyndání kotouče. Levý závit matice je volen z důvodu, aby při řezání nedošlo k samovolnému uvolnění řezného kotouče. Při výměně musí být pila odpojena od zdroje elektrického napětí.

Výpočet otáček řezného kotouče:

Technické informace pro řezné kotouče z nástrojové oceli dle [9]:

- Kotouče jsou při výrobě vytuženy pro řeznou rychlost:
 - Menší tloušťka pilového kotouče do 3 mm $\rightarrow v_f = 60 \text{ m/s}$.
 - Větší tloušťka pilového kotouče nad 3 mm $\rightarrow v_f = 80 \text{ m/s}$.
 - Šířka kotouče 5312-80 NV25° b = 2,8 mm proto $v_f = 60 \text{ m/s}$.

Otáčky řezného kotouče:

$$n_2 = \frac{60 \cdot v_f}{\pi \cdot d_k} = \frac{60 \cdot 60}{\pi \cdot 0,6} = 1909,86 \text{ ot / min} \quad (1)$$

$$n_2 = 1910 \text{ ot / min}$$

- v_f – řezná rychlost kotouče
- d_k – průměr řezného kotouče

Tab. 4.3 Technické parametry okružní pily na palivové dřevo.

Výkon motoru	3 kW
Celkové rozměry pily (d/š/v)	1384/832/1270 mm
Rozměry stolu	1360 x 832 mm
Průměr pilového kotouče	600 mm / 80 zubů
Napájení motoru	380-420 V/50Hz
Otáčky pilového kotouče	1910 ot/min
Upínací otvor pilového kotouče	30 mm
Maximální výška řezu na stolem	130 mm
Maximální průměr řezaného špalku na kolébce	190 mm
Hmotnost	126,324 kg

5 Výpočet skutečné řezné síly kotouče při počáteční podmínce:

Podmínka ze zásad pro zpracování bakalářské práce:

- Maximální výška řezu na stole $h = 135 \text{ mm}$.
- Maximální průměr řezaného špalku na kolébce $d_s = 190 \text{ mm}$.
- Ve výpočtu se bere v úvahu horší varianta. Průměr špalku na kolébce $d_s = 190 \text{ mm}$ z důvodu většího řezného odporu na zuby pilového kotouče.

5.1 Výpočet krouticích momentů:

Krouticí moment na hnací hřídeli:

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60}} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 3000}{\pi \cdot 1420} = 20,175 \text{ Nm} \quad (2)$$

P – výkon motoru

n_1 – otáčky elektromotoru

Krouticí moment na hnané hřídeli:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{sk} \cdot \eta_{pr} = 20,175 \cdot 0,861 \cdot 0,9 = 15,634 \text{ Nm} \quad (3)$$

- řemenové převody se vyznačují účinností $\eta_{pr} \sim 0,9$ dle [6]
- i_{sk} – skutečný převodový poměr

5.2 Výpočet skutečného převodového poměru - i_{sk} :

Předběžný převodový poměr:

- n_2 – otáčky řezného kotouče

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1420}{1910} = 0,743 \quad (4)$$

Výpočet průměru malé řemenice:

- Průměr velké řemenice je volen pro řemeny typu SPZ v rozmezí 63 až 100 mm dle [1]
→ $d_1 = 100 \text{ mm}$.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_2 = d_1 \cdot i = 100 \cdot 0,743 = 74,3 \text{ mm} \quad (5)$$

- Je volen normalizovaný průměr malé řemenice $d_2 = 80 \text{ mm}$.

Skutečný převodový poměr i_{sk} dle [8]:

$$i_{sk} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - s_f)} \quad (6)$$

- s_f – skluz řemene, volí se podle druhu a provedení řemene

$$\text{vztah pro skluz řemene: } s_f = \frac{v_2 - v_1}{v_2} = \frac{8,001 - 7,435}{8,001} = 0,0707 \quad (7)$$

Obvodová rychlost velké řemenice:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 1420}{60} = 7,435 \text{ m/s} \quad (8)$$

Obvodová rychlost malé řemenice

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1910}{60} = 8,001 \text{ m/s} \quad (9)$$

Skutečný převodový poměr i_{sk} :

$$i_{sk} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - s_f)} = \frac{80}{100 \cdot (1 - 0,0707)} = 0,861$$

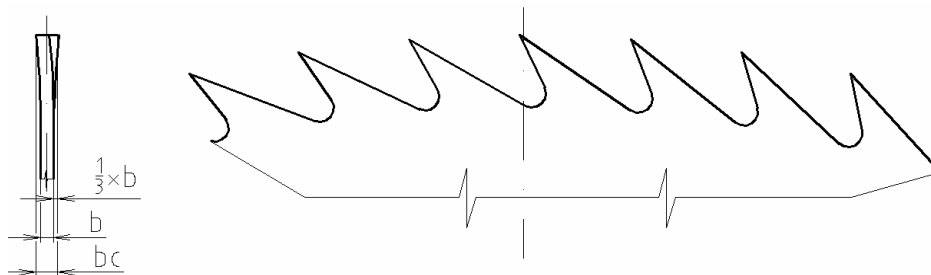
5.3 Výpočet řezné síly na obvodu kotouče:

- d_k – průměr řezného kotouče
- M_{k2} - krouticí moment na hnané hřídeli

$$F_{\dot{R}} = \frac{M_{k2}}{\frac{d_k}{2}} = \frac{15,634 \cdot 10^3}{\frac{600}{2}} = 52,11 \text{ N} \quad (10)$$

5.4 Výpočet šířky řezu:

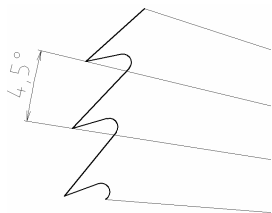
- Každý druhý zub je vykloněný o $1/3$ šířky kotouče b doprava a mezizuby jsou vykloněné o $1/3$ šířky kotouče b doleva dle [9] (obr. 5.1).
- Ve výpočtu šířky řezu se počítá s šířkou kotouče zvětšeného o vyklonění zubů na obě strany z důvodu vyšší bezpečnosti.



Obr. 5.1 Znáznornění celkové šířky řezu s vykloněnými zuby řezného kotouče.

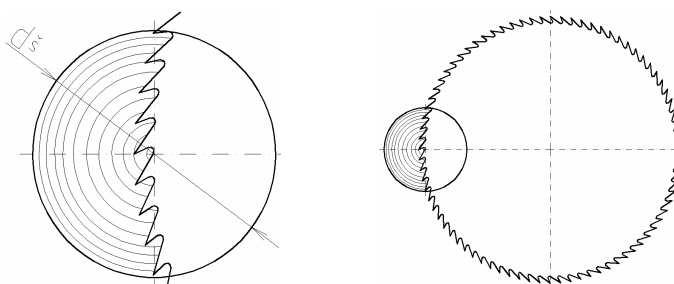
Šířka řezu: $b_c = b + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot b = 2,8 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2,8 = 4,667 \text{ mm}$ (11)

5.5 Výpočet počtu zubů v záběru:



úhel jednoho zubu (obr. 5.2): $\gamma = \frac{360^\circ}{z_k} = \frac{360^\circ}{80} = 4,5^\circ$ (12)

Obr. 5.2 Úhel který svírá jeden zub.



Obr. 5.3 Počet zubů v záběru při řezání max. průměru špalku na kolébce $d_s = 190 \text{ mm}$.

Délka oblouku jednoho zubu: $L = \pi \cdot d_k \cdot \frac{\gamma}{360} = \pi \cdot 600 \cdot \frac{4,5}{360} = 23,56 \text{ mm}$ (13)

- d_k – průměr řezného kotouče
- d_s – průměr špalku

Počet zubů v záběru (obr. 5.3): $z_f = \frac{d_s}{L} = \frac{190}{23,56} = 8,06 \text{ zubů} \approx 8,1 \text{ zubů}$ (14)

Počet zubů v záběru za sekundu: $z_c = n_2 \cdot z_k = \frac{1910}{60} \cdot 80 = 2546,67 \frac{1}{s}$ (15)

- z_k – počet zubů řezného kotouče

5.6 Výpočet posuvu na zub:

- volen předběžný doporučený posuv při řezání dřeva na kolébce i na stole $f_p = 10 \text{ mm/s}$

$$f_z = \frac{f_p}{z_c} = \frac{10}{2546,67} = 0,00393 \text{ mm} \quad (16)$$

Kontrola výpočtu posuvu na jeden zub podle vztahu výrobce kotouče Pilana [9]:

- $f_p = 10 \text{ mm/s} = 0,01 \text{ m/s} = 0,6 \text{ m/min}$

$$f_z = \frac{f_p \cdot 1000}{n_2 \cdot z_k} = \frac{0,6 \cdot 1000}{1910 \cdot 80} = 0,00393 \text{ mm} \quad (17)$$

5.7 Výpočet skutečné řezné síly z tvrdosti dřeva a stanovení posuvu:

- Tvrdost dřeva charakterizuje schopnost dřeva klást odpor proti vnikání jiného tělesa do jeho struktury. Tvrdost dřeva má význam při opracování řeznými nástroji (řezání, hoblování, frézování).

Tab. 5.1 Tvrdost dřeva zjištěné Brinellovou a Jankovou metodou dle [17].

druh dřeva	Tvrdost dřeva na ploše (MPa) při vlhkosti					
	čelní		radiální		tangenciální	
	12 %	> 30 %	12 %	> 30 %	12 %	> 30 %
modřín	43,5	20,5	29,0	13,5	29,0	14,0
borovice	28,5	13,5	24,0	11,0	25,0	11,5
smrk	26,0	12,0	18,0	8,5	18,5	8,5
akát	97,0	57,7	68,0	40,5	78,0	46,5
jasan	80,0	48,0	59,0	35,0	67,0	39,5
dub	67,5	40,0	56,0	33,5	49,0	29,0
buk	61,0	36,5	43,5	25,5	44,5	26,5
habr	90,5	54,0	77,0	45,5	78,5	47,0
lípa	26,0	15,5	17,5	10,0	18,0	10,5

Hodnoty statické tvrdosti vybraných druhů dřev (podle Matoviče 1993).

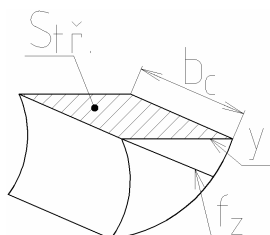
- Rozhodující je největší hodnota tvrdosti z tabulky z důvodu největšího řezného odporu, který bude působit proti zubům řezného kotouče → akát $p = 97 \text{ MPa}$.



Obr. 5.4 Třísky vzniklá při řezu jednoho zubu.

Plocha třísky na kterou působí řezná síla jednoho zubu z podmínky válcového sousledného frézování (obr. 5.5):

- rozdíl délek y a f_z (posuv na zub) je velmi malý, proto bráno že: $f_z = y$
- b_c – šířka řezu

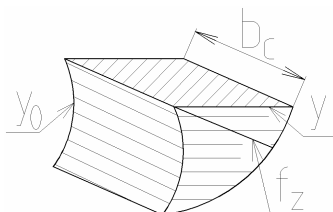


Obr. 5.5 Plocha třísky na kterou působí jeden zub z podmínky válcového frézování.

$$S_{tr} = y \cdot b_c = 0,00393 \cdot 4,667 = 0,01834 \text{ mm}^2 \quad (18)$$

Teoretická plocha na kterou působí řezná síla jednoho zubu (obr. 5.6):

- Délka oblouku třísky y_0 je rovněž srovnatelná s délkou f_z , proto bráno že: $f_z = y_0$.



Obr. 5.6 Teoretická plocha třísky na kterou působí jeden zub.

$$S_{tr} = (b_c + 2 \cdot y) \cdot y_0 = (4,667 + 2 \cdot 0,00393) \cdot 0,00393 = 0,01837 \text{ mm}^2 \quad (19)$$

- Plocha třísky bude při řezání v obou případech proměnlivá, neboť se při každém záběru zubů bude měnit délka y (f_z).
- Pro další výpočet bude brána horší varianta a to plocha třísky $S_{tr} = 0,01837 \text{ mm}^2$.

Výpočet řezné síly jednoho zubu:

- p – tvrdost dřeva \rightarrow akát $p = 97 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F'_{rs}}{S_{tr}} \Rightarrow F'_{rs} = p \cdot S_{tr} \quad (20)$$

$$F'_{rs} = p \cdot S_{tr} = 97 \cdot 0,01837 = 1,782 \text{ N}$$

Skutečná řezná síla při celkovém počtu zubů v záběru:

- F_r – řezná síla na obvodu kotouče
- z_r – počet zubů v záběru

$$\begin{aligned} F_{rs} &= z_r \cdot F'_{rs} = 8,1 \cdot 1,782 = 14,43 \text{ N} \\ 14,43 &\leq 52,11 \\ F_{rs} &\leq F_r \end{aligned} \quad (21)$$

- Z výpočtu vyplývá, že k přerezáni špalku o průměru 190 mm bude zapotřebí síly **14,43 N**, zatímco řezná síla na obvodu kotouče je **52,11 N**. Tato síla je proto dostačující k přerezáni špalku a je přibližně 3,6 krát větší. Z tohoto důvodu lze stanovit maximální posuv při řezání dřeva na kolébce.

Stanovení maximálního posuvu při řezání 190 mm kulatiny:

- Z již stanovených vztahů plyne vzorec pro výpočet maximálního posuvu. Podmínkou je, že řezná síla na obvodu kotouče je stejná jako řezná síla k přerezáni 190 mm špalku ($F_r = F_{rs} = 52,11 \text{ N}$). Pro jednoduchost je brán vzoreček plochy třísky z podmínky válcového sousledného frézování.

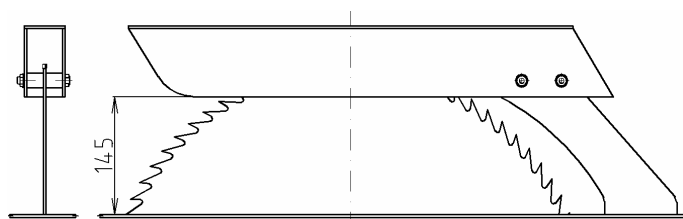
- b_c – šířka řezu, p – tvrdost dřeva → akát $p = 97 \text{ MPa}$, z_f – počet zubů v záběru, z_c - počet zubů v záběru za sekundu

$$f_{p\max} = f_z \cdot z_c = y \cdot z_c = \frac{S_{tr}}{b_c} \cdot z_c = \frac{p}{b_c} \cdot z_c = \frac{F'_{fs}}{p} \cdot \frac{1}{b_c} \cdot z_c = \frac{F_f}{p} \cdot \frac{1}{b_c} \cdot z_c = \frac{F_f}{z_f} \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{1}{b_c} \cdot z_c \quad (22)$$

$$f_{p\max} = \frac{F_f \cdot z_c}{z_f \cdot p \cdot b_c} = \frac{52,11 \cdot 2546,67}{8,1 \cdot 97 \cdot 4,667} = 36,2 \text{ mm/s}$$

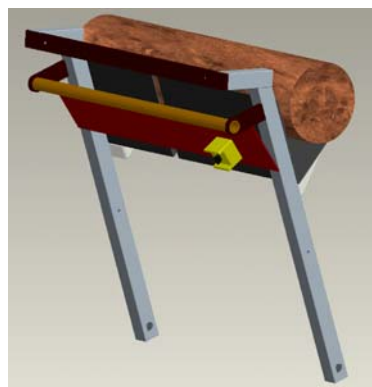
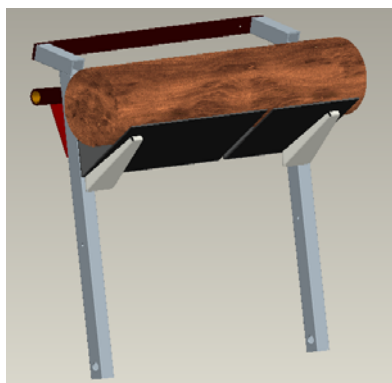
5.8 Stanovení prořezu na stole:

- Ze zásad vyplývá: maximální prořez na stole $h = 135 \text{ mm}$. Tento rozměr je dodržen horním krytem kotouče (obr. 5.7) ve výšce 145 mm nad stolem. Tato výška nám zabezpečí snadný průchod kotouče řazaným materiálem z důvodu 10 mm vůle mezi krytem a řazaným materiálem. Tato vůle je volena z důvodu, že při řezání na stole nebude přeměřováno každé dřevo. Tloušťka dřeva v celé jeho délce může být rozdílná. Kryt kotouče je přišroubován ke stolu → při odklopení stolu se odklápí spolu s ním.



Obr. 5.7 Horní kryt kotouče.

- Pokud je zapotřebí řezat dřevo větších rozměrů (špalky, hranoly), je nutno odklopit stůl a k řezání použít kolébku (obr. 5.8). Kolébka je pohyblivá na dvou šroubech a k jejímu zajištění slouží řetěz. Z důvodu, aby kolébka nenarazila do řezného kotouče, je z obou stran konstrukce pily přivařena tyčovina zajišťující její koncovou polohu. Znázornění koncových poloh kolébky je na výkrese SB3KSS03-01.



Obr. 5.8 Kolébka okružní kotoučové pily.

6 Výpočet počtu řemenů a sil působících v řemeni dle [8]:

6.1 Výpočet jmenovitého výkonu:

- součinitel provozního zatížení pro denní provozní dobu c_2 je volen \rightarrow pro lehké pohony do $7,5 \text{ kW}$ a maximální provozní dobu denně do 10 h dle [1] $\rightarrow c_2 = 1$

$$P_j = P \cdot c_2 = 3 \cdot 1 = 3 \text{ kW} = P \quad (23)$$

6.2 Výpočet délky řemene:

Výpočet předběžné osové vzdálenosti:

- d_1 – průměr velké řemenice
- d_2 – průměr malé řemenice

$$A' = 1,45 \cdot (d_1 + d_2) = 1,45 \cdot (100 + 80) = 261 \text{ mm} \quad (24)$$

- Volena osová vzdálenost $A = 500 \text{ mm}$ z důvodu výšky stolu nad zemským povrchem. Výška stolu vychází z vyráběných kotoučových pil, tedy již z odzkoušených výrobků.

Kontrola minimální osové vzdálenosti:

$$\begin{aligned} 0,7 \cdot (d_1 + d_2) &< A \\ 0,7 \cdot (100 + 80) &< 500 \\ 126 < 500 &\Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (25)$$

Výpočet úhlu opásání malé řemenice:

$$\begin{aligned} \cos \frac{\beta}{2} &= \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot A} \Rightarrow \beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_1 - d_2}{2 \cdot A} \right) \\ \beta &= 2 \cdot \arccos \left(\frac{100 - 80}{2 \cdot 500} \right) = 177,71^\circ \end{aligned} \quad (26)$$

Výpočet součinitele úhlu opásání c_1 dle [1]:

$$\begin{aligned} \frac{d_1 - d_2}{A} &= \frac{100 - 80}{500} = 0,033 \quad \rightarrow c_1 = 0,99 \\ \beta &= 177,71^\circ \end{aligned} \quad (27)$$

Výkon přenášený jedním řemenem dle [1]:

$$\begin{aligned} n_1 &= 1420 \text{ ot / min} \\ d_1 &= 100 \text{ mm} \quad \rightarrow \text{Pr} = 1,6 \text{ kW} \\ i_{sk} &= 0,861 \end{aligned}$$

Výpočet délky klínového řemene SPZ:

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{\pi \cdot \alpha_0}{180} \cdot (d_1 - d_2) \quad (28)$$

Výpočet doplňkového úhlu: $\alpha_0 = 90 - \frac{\beta}{2} = 90 - \frac{177,71}{2} = 1,145^\circ$ (29)

Délka řemene: $L_p' = 2 \cdot 500 \cdot \sin \frac{177,71}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (100 + 80) + \frac{\pi \cdot 1,145}{180} \cdot (100 - 80) = 1282,94 \text{ mm}$

- je volena nejbližší vyšší normalizovaná délka řemene dle [1] $L_p = 1400 \text{ mm}$
- z délky řemene SPZ 1400 vychází součinitel délky řemene dle [1] $\rightarrow c_3 = 0,96$

6.3 Výpočet skutečné osové vzdálenosti:

$$A_{sk} = p_A + \sqrt{p_A^2 - q} \quad (30)$$

$$p_A = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (d_1 + d_2) = 0,25 \cdot 1400 - 0,393 \cdot (100 + 80) = 279,26 \text{ mm} \quad (31)$$

$$q = 0,125 \cdot (d_1 - d_2)^2 = 0,125 \cdot (100 - 80)^2 = 50 \text{ mm} \quad (32)$$

$$A_{sk} = p + \sqrt{p^2 - q} = 279,26 + \sqrt{279,26^2 - 50} = 558,43 \text{ mm}$$

- Tato hodnota skutečné osové vzdálenosti je jen přibližná, proto je volena skutečná osová vzdálenost $A_{sk} = 560 \text{ mm}$.
- Z důvodu, že se v převodu neuvažuje napínací kladka, musí se pro snadnou montáž, demontáž a napnutí řemene jedna řemenice přestavovat \rightarrow měnitelná osová vzdálenost.

pro nasazení řemene:

$$A_{sk \min} = A_{sk} - 0,01 \cdot L_p = 560 - 0,01 \cdot 1400 = 546 \text{ mm} \quad (33)$$

pro napnutí řemene

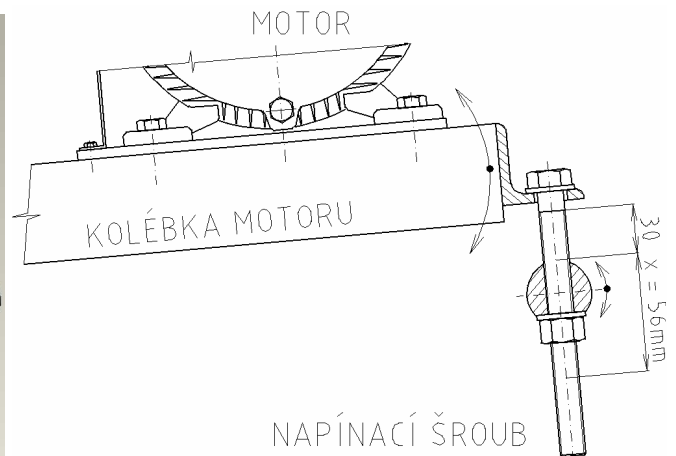
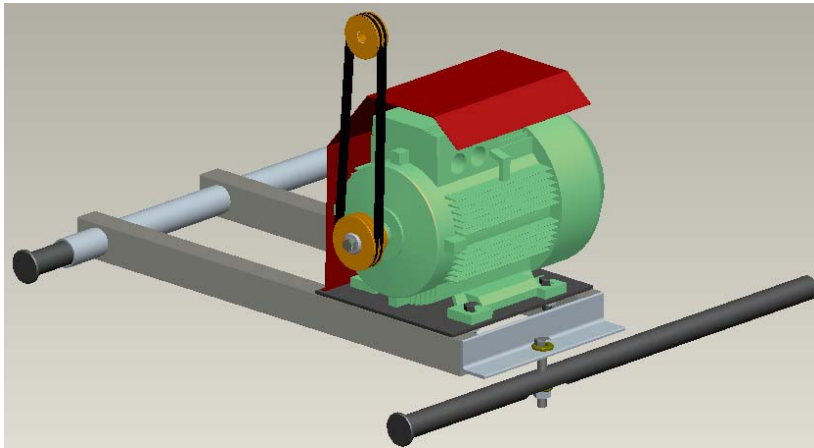
$$A_{sk \max} = A_{sk} + 0,03 \cdot L_p = 560 + 0,03 \cdot 1400 = 602 \text{ mm} \quad (34)$$

- Napínání úzkých řemenů je řešeno pomocí kolébky motoru (obr. 6.1), která je pohyblivá na čepu uloženém v konstrukci stroje. Napínání se provádí pomocí šroubu, který je zašroubován do kulatiny, která je rovněž otočná a je uložena v konstrukci stroje. Jedná strana kulatiny je ofrézována z důvodu opěrné plochy pro matici. Při napínání se šroub zašroubuje do kulatiny a dotáhne maticí.

Hodnota pro napnutí řemene: $x = A_{sk \max} - A_{sk \min} = 602 - 546 = 56 \text{ mm} \quad (35)$

- Napínací zařízení musí být nastavitelné o $x = 56 \text{ mm}$ z důvodu nasazení řemene a poté k jeho napnutí a musí umožňovat další napínání z důvodu prodlužování řemene.

- V případě prodloužení a tím k přenášení menší tahové síly v řemenu, možnost přestavení osové vzdálenosti o dalších 30 mm → prodloužení řemene o 60 mm v celé jeho délce.
- Po dosažení délky $A_{skMAX} + 30 = 602 + 30 = 632 \text{ mm}$ se musí řemen vyměnit, protože napínací zařízení nedovoluje další napínání.



Obr. 6.1 Schéma napínání řemenů.

Stanovení potřebného počtu řemenů:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{3 \cdot 1}{1,6 \cdot 0,99 \cdot 0,96} = 1,97 \Rightarrow z = 2 \quad (36)$$

- Pro pohon hnaného hřídele voleny 2 řemeny typu SPZ 1400.

6.4 Výpočet výslednice tahových sil v řemenu:

Obvodová rychlost řemene: $v = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} = \frac{100 \cdot 1420}{19100} = 7,435 \text{ m/s} \quad (37)$

- d_1 – průměr velké řemenice
- n_1 – otáčky elektromotoru

Výpočet přenášené obvodové síly F_0 z hnací řemenice na hnanou:

$$F_0 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{P}{v} = \frac{3000}{7,435} = 403,5 \text{ N} \quad (38)$$

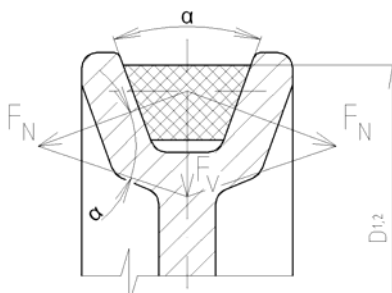
Určení základních tahů $F_{1,2}$ v řemenu:

- Z Eulerova vztahu pro vláknové tření a ze závislosti $F = F_1 - F_2$ plynou vztahy pro základní tahy ve větvích řemene.

$$F_1 = F_0 \cdot \frac{e^{f_k \cdot \beta}}{e^{f_k \cdot \beta} - 1} \quad F_2 = F_0 \cdot \frac{1}{e^{f_k \cdot \beta} - 1} \quad (39, 40)$$

Přepočet velikosti úhlu malé řemenice:
$$\frac{\pi}{180} \cdot \beta = \frac{\pi}{180} \cdot 177,71^\circ = 3,102 \text{ rad} \quad (41)$$

- ve vztazích pro základní tahy F_1 a F_2 používáme u klínového řemene redukovaný koeficient tření klínové drážky f_k :
- úhel drážky řemenice $\alpha = 38^\circ$ (obr. 6.2)



Obr. 6.2 Znázornění drážky řemene s výslednicí tahových sil.

- u klínového řemene způsobuje klínová drážka v řemenici rozklad sil, jehož účinkem se zvětšuje koeficient tření

Redukovaný koeficient tření klínové drážky:
$$f_k = \frac{f_d}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,43922}{\sin \frac{38}{2}} = 1,349 \quad (42)$$

Výpočet součinitele tření f_d : $f_d = f_0 + 0,012 \cdot v = 0,35 + 0,012 \cdot 7,435 = 0,43922 \quad (43)$

- f_0 – součinitel suchého tření vyskytující se u nového, nezaběhnutého řemene dle [8].
Pro pryžový řemen $f_0 = 0,35$

Výpočet síly v tažné větvi:
$$F_1 = F_0 \cdot \frac{e^{f_k \cdot \beta}}{e^{f_k \cdot \beta} - 1} = 403,5 \cdot \frac{e^{1,349 \cdot 3,102}}{e^{1,349 \cdot 3,102} - 1} = 409,74 \text{ N}$$

Výpočet síly v tažené větvi:
$$F_2 = F_0 \cdot \frac{1}{e^{f_k \cdot \beta} - 1} = 403,5 \cdot \frac{1}{e^{1,349 \cdot 3,102} - 1} = 6,24 \text{ N}$$

Výpočet předpětí řemene:
$$F_{př} = k \cdot \frac{F_1 + F_2}{2} = 1,4 \cdot \frac{409,74 + 6,24}{2} = 291,2 \text{ N} \quad (44)$$

- k – je bezpečnost proti celkovému prokluzování řemene na řemenici, volí se v rozmezí 1,3 až 1,6 dle [8] → voleno $k = 1,4$

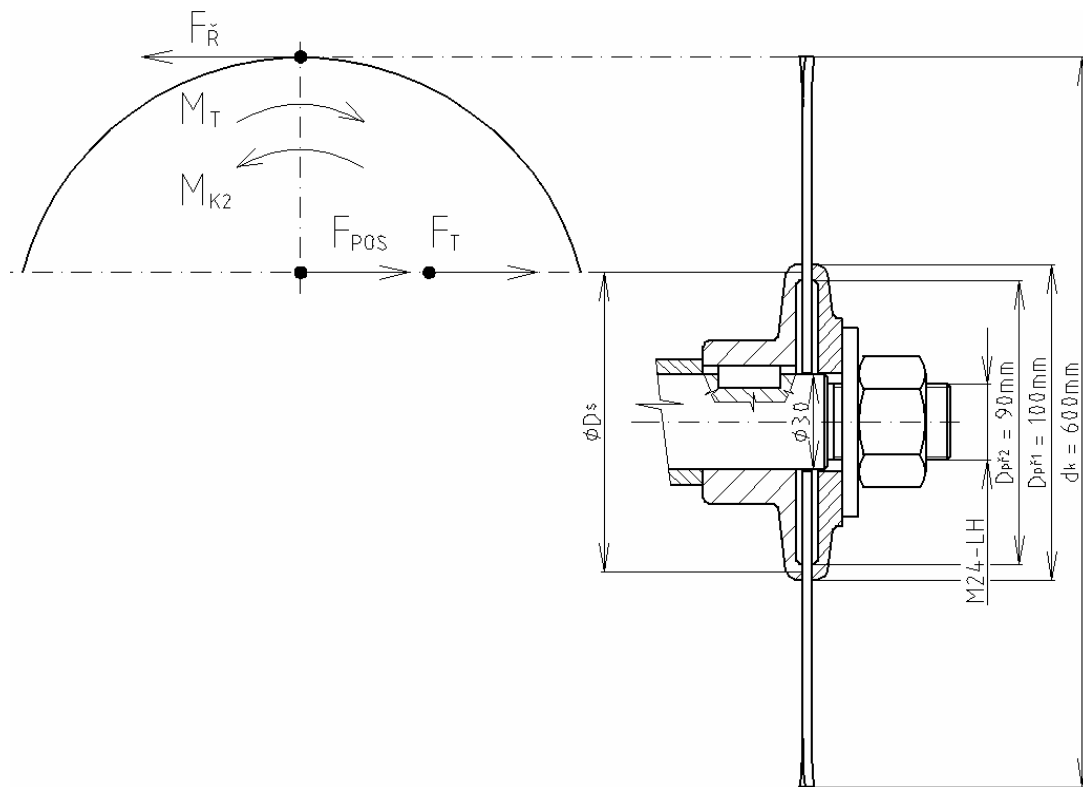
Výpočet výslednice tahových sil F_V (obr. 6.2):

$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha_0} = \sqrt{409,74^2 + 6,24^2 + 2 \cdot 409,74 \cdot 6,24 \cdot \cos 2 \cdot 1,145} \quad (45)$$

$$F_V = 415,98 \text{ N}$$

7 Kontrola závitové části hřídele a výpočet utahovací síly matice:

- Krouticí moment je přenášén z hnané hřídele na řezný kotouč pomocí litinových přírub 42 2420 (obr. 7.1). Materiál hřídele je volen 11500 s mezi kluzu $R_e = 245 \text{ MPa}$ dle [1]. Závit konce hřídele je volen M24-LH. Bezpečnost pro ocel se pohybuje v rozmezí od 1,7 až 2 dle [1] a pro litinu 4 až 5 dle [1] proto je volena minimální bezpečnost spojení $k_{\min} = 4$.



Obr. 7.1 Schéma uložení kotouče.

7.1 Výpočet celkové osové síly ve šroubu:

Výpočet třecího momentu:

$$k_{\min} \cdot M_{k2} \leq M_T \quad (46)$$

$$M_T = 15,634 \cdot 3 = 46,902 \text{ Nm}$$

Výpočet třecí síly na středním průměru přírub:

$$M_T = F_T \cdot \frac{D_s}{2} \Rightarrow F_T = \frac{M_T \cdot 2}{D_s} = \frac{46,902 \cdot 10^3 \cdot 2}{95} = 987,41 \text{ N} \quad (47)$$

Výpočet středního průměru stykových ploch dvou přírub:

$$D_s = \frac{D_{př1} + D_{př2}}{2} = \frac{100 + 90}{2} = 95 \text{ mm} \quad (48)$$

- $D_{př1}$ – velký průměr příruby
- $D_{př2}$ – malý průměr příruby

Výpočet osová síly ve šroubu od třecího momentu: $F_{OT} = \frac{F_T}{f_s} = \frac{987,41}{0,2} = 4937,05 N$ (49)

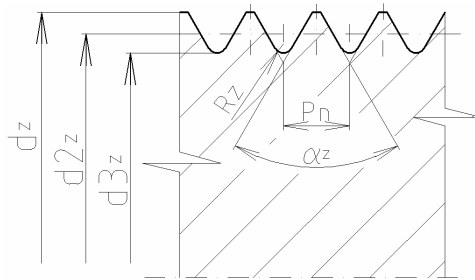
- Součinitel smykového tření f_s pro suché mazání za klidu pro ocel a litinu se pohybuje v rozmezí 0,2 až 0,3 dle [1].
- Volen $f_s = 0,2$ – tato hodnota je jen přibližná, protože značně závisí na provozních podmínkách a jakosti obrobených ploch.

Výpočet posouvající síly: $k_{\min} \cdot F_r = F_{pos}$ (50)
 $F_{pos} = 3 \cdot 52,11 = 156,33 N$

- Tato síla je připočtena k F_{OT} z důvodu, že mezi kotoučem a hřídelem je vůle.
- F_r – řezná síla na obvodu kotouče

Celková osová síla ve šroubu: $F_{CO} = F_{OT} + F_{pos} = 4937,05 + 156,33 = 5093,38 N$ (51)

7.2 Výpočet statické bezpečnosti závitové části:

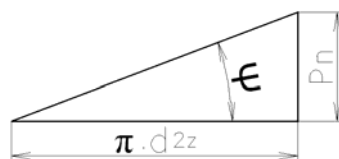


Obr. 7.2 Schéma metrického závitu M24-LH.

Tab. 7.1 Rozměry metrického závitu M24-LH.

d_z	24 mm
d_{2z}	22,051 mm
d_{3z}	20,319 mm
α_z	60°
P_n	3 mm
R_z	$0.144337561 \cdot P_n \sim 0,433$ mm

Výpočet úhlu stoupání závitu dle (obr. 7.3):



$$\psi = \arctg \frac{P_n}{\pi \cdot d_{2z}} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 22,051} = 2,48^\circ \quad (52)$$

Obr. 7.3 Základní geometrické parametry závitu.

Výpočet třecího úhlu závitu:
$$\phi' = \arctg \frac{f_t}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} = \arctg \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} = 16,1^\circ \quad (53)$$

- Součinitel smykového tření na metrickém závitu f_t bez povrchové úpravy a bez mazání se pohybuje v rozmezí 0,19 až 0,36 dle [5] \rightarrow volen $f_t = 0,25$.

Výpočet obvodové síly působící na závit:

$$F_z = F_{CO} \cdot \tg(\psi + \phi') = 5093,38 \cdot \tg(2,48 + 16,1) = 1712,13N \quad (54)$$

- F_{CO} – celková osová síla ve šroubu

Výpočet tahového napětí ve šroubu:
$$\sigma_t = \frac{F_{CO}}{S_s} = \frac{F_{CO}}{\frac{\pi \cdot d_{3z}^3}{4}} = \frac{5093,38}{\frac{\pi \cdot 20,319^3}{4}} = 15,71MPa \quad (55)$$

- S_s – průřez díku šroubu

Výpočet krutu od utažení matice:
$$\tau = \frac{F_z \cdot \frac{d_{2z}}{2}}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_{2z}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{3z}^3}{16}} = \frac{1712,13 \cdot \frac{22,051}{2}}{\frac{\pi \cdot 20,319^3}{16}} = 11,46MPa \quad (56)$$

- W_k - kvadratický modul průřezu v krutu

Výpočet redukovaného napětí podle hypotézy HMMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{15,71^2 + 3 \cdot 11,46^2} = 25,314MPa \quad (57)$$

Výpočet statické bezpečnosti:
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{245}{25,314} = 9,68 \quad (58)$$

$$k_s > k_{min}$$

- Bezpečnost spoje vyšla větší než volená minimální statická bezpečnost. Mohl být volen menší závit např. M20-LH, ale z důvodu pozdějšího výpočtu by utahovací síla na matici vyšla příliš velká.

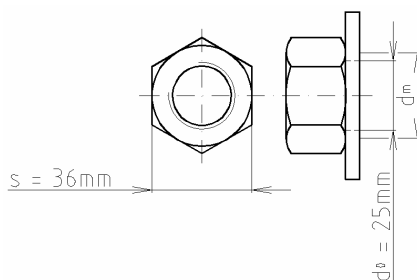
7.3 Výpočet potřebné utahovací síly matice:

Výpočet utahovacího momentu:
$$M_u = M_{tz} + M_{tm} \quad (59)$$

Výpočet momentu tření na závitu:
$$M_{tz} = F_z \cdot \frac{d_{2z}}{2} = 1712,13 \cdot \frac{22,051}{2} = 18877,1Nmm \quad (60)$$

Výpočet momentu tření pod maticí dle (obr. 7.4):

$$M_{tm} = \frac{1}{2} \cdot F_{CO} \cdot d_m \cdot f_m = \frac{1}{2} \cdot 5093,38 \cdot 30,5 \cdot 0,15 = 11651,1 Nmm \quad (61)$$



Obr. 7.4 Schéma matice s podložkou.

- f_m – součinitel smykového tření pro suché mazání mezi ocelovou maticí a ocelovou podložkou se pohybuje v rozmezí 0,15 až 0,20 dle [1] → volen $f_m = 0,15$
- d_m – třecí poloměr pod maticí
- d_0 – díra v ocelové podložce
- s – rozměr dle ČSN EN 24032 – matice M24-LH

Výpočet třecího poloměru pod maticí: $d_m = \frac{s + d_0}{2} = \frac{36 + 25}{2} = 30,5 mm \quad (62)$

Výpočet utahovacího momentu: $M_u = M_{tz} + M_{tm} = 18877,1 + 11651,1 = 30528,2 Nmm$

Výpočet utahovací síly:

- utahovací síla je vyvozena jednostranným klíčem DIN894 24 mm (obr. 7.5) dle [14]

Tab. 7.2 Rozměry jednostranného klíče DIN894 24 mm.

Celková délka	205 mm
velikost	24 mm



Obr. 7.5 Jednostranný klíč DIN894 24 mm.

- Z důvodu, že šířka ruky člověka je přibližně 100 mm je předpokládáno, že síla potřebná k utažení matice bude působit ve vzdálenosti $l_{kl} = 155 mm$ od osy matice.

$$F_U = \frac{M_u}{l_{kl}} = \frac{30528,2}{155} = 197 N \quad (63)$$

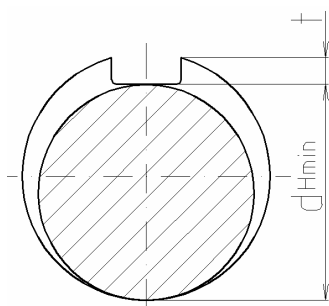
- Předpokládá se, že člověk dokáže vynaložit utahovací sílu velikosti 300 N. Z tohoto důvodu lze konstatovat, že obyčejný člověk dokáže vynaložit sílu $F_U = 197 N$ k bezpečnému utažení matice.

8 Výpočet průměru hřídele a výpočet per:

8.1 Výpočet průměru hřídele:

- dovolené napětí v krutu pro ocel 11500 dle [1] $\rightarrow \tau_D = 50 \text{ MPa}$
- M_{k2} – krouticí moment na hnané hřídeli
- t – výška pera v hřídeli

$$\tau = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{16}} \leq \tau_D \Rightarrow d_H' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 15,634 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} = 11,7 \text{ mm} \quad (64)$$



$$d_H = d_H' + t = 11,7 + 2,4 = 14,1 \text{ mm} \quad (65)$$

Obr. 8.1 Schéma zvětšení hřídele o výšku t .

- Průměr hřídele zaokrouhlen na normalizovaný konec hřídele dle [1]:

$d_H = 16 \text{ mm}$

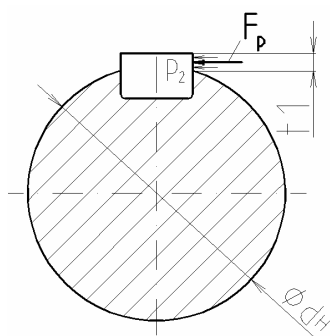
18 mm

20 mm – Volen průměr 20 mm z důvodu oslabení hřídele metrickým závitem kvůli pojištění axiálního posuvu řemenice.

8.2 Výpočet délky pera pod malou řemenicí z podmínky na otláčení:

- materiál řemenice volen šedá litina 42 2420 $\rightarrow p_{D2} = 30$ až 40 MPa dle [1]
- voleno $p_{D2} = 32 \text{ MPa}$
- průměr hřídele $d_H = 20 \text{ mm} \rightarrow t_1 = 2,5 \text{ mm}$, $b_f = 6 \text{ mm}$ dle [1]
- b_f – šířka pera, t_1 – výška pera v náboji
- litinová řemenice má menší dovolené napětí než ocelová hřídel a také výška $t > t_1$ proto je vycházeno z podmínky na otláčení řemenice
- F_{p1} – síla působící na bok pera v řemenici
- M_{k2} – krouticí moment na hnané hřídeli

Obr. 8.2 Schéma zatěžující síly F_{p1} na bok pera.



$$p_2 = \frac{F_{p1}}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' = \frac{F_{p1}}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{1389,7}{32 \cdot 2,5} = 17,37 \text{ mm}$$

$$F_{p1} = \frac{M_{k2}}{\frac{d_H}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{15,634}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}} = 1389,7 \text{ N} \quad (66, 67, 68)$$

$$l = l' + b_f = 17,37 + 6 = 23,37 \text{ mm}$$

- volena délka pera $l = 25 \text{ mm}$

8.3 Výpočet délky pera pod přírubou:

- příruba z šedé litiny 42 2420 $\rightarrow p_{D2} = 30$ až 40 MPa dle [1]
- voleno $p_{D2} = 32 \text{ MPa}$
- průměr upínacího otvoru kotouče $d = 30 \text{ mm} \rightarrow t_1 = 2,9 \text{ mm}$, $b_f = 8 \text{ mm}$ dle [1]
- F_{p2} – síla působící na bok pera v přírubě

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' = \frac{F_{p2}}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{950,4}{32 \cdot 2,9} = 10,2 \text{ mm}$$

$$F_{p2} = \frac{M_{k2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{15,634}{\frac{30}{2} + \frac{2,9}{2}} = 950,4 \text{ N} \quad (69, 70, 71)$$

$$l = l' + b = 10,2 + 8 = 18,2 \text{ mm}$$

- volena délka pera $l = 20 \text{ mm}$

9 Volba pojezdu pily na menší vzdálenosti:

9.1 Volba koleček:

- Kotoučové pily se vyrábějí v provedení bez kol, se dvěma nebo čtyřmi kolečky.
- K zajištění pohybu slouží ve většině případů brzda koleček, pojišťovací šroub nebo jiné mechanismy.
- Pro okružní pilu byla použita čtyři kolečka od firmy Montako [15] . Dvě kolečka jsou součástí pily a dvě kolečka součástí tažného oje, které slouží pro přepravu pily na menší vzdálenosti.
- Pro výběr koleček byly brány v úvahu jak ekonomické tak konstrukční řešení. Proto volena - levná pryžová kolečka s plechovým diskem typu PL 160x35x15 (obr. 9.1).
- Tato kolečka jsou používána pro káry, vozíky, míchačky, sekačky atd. a jsou s kluzným uložením.

Tab. 9.1 Rozměrů a parametry koleček PL 160x35x15

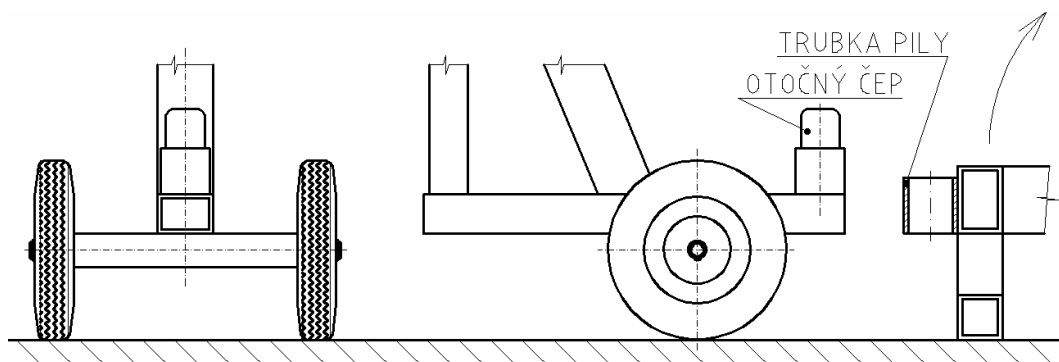
						Cena bez DPH
PL 160x35x15	160	15	35	35	100	104,00



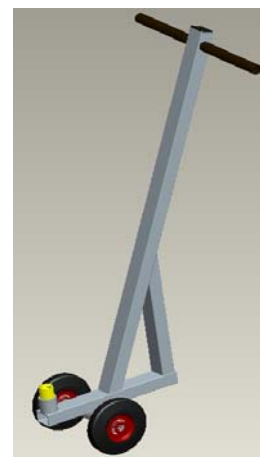
Obr. 9.1 Kolečko PL 160x35x15.

9.2 Volba pojezdového ústrojí (obr. 9.2):

- Tažná oje slouží pro přepravu pily na menší vzdálenosti (vytažení z dílny apod.). Otočný čep, který je přivařený ke konstrukci oje, se zasune do trubky, která je součástí konstrukce pily. Tím se jedna strana pily nadzvedne a umožní nám pojezd celého stroje.



Obr. 9.2 Schéma oje s detailem spodní části a trubicou pily.



10 Údržba a bezpečnostní prvky okružní pily:

Údržba :

- Spolehlivý výkon a životnost zabezpečíme včasnou a preventivní kontrolou celého zařízení.
- Okružní pilu je nutné pravidelně čistit od dřevěných pilin a prachu.
- Kontrola čistoty pohyblivých částí pily.
- Mazání pohybujících se částí.
- Kontrola dotažení všech šroubových spojů a napnutí řemenů.
- Kontrola funkčnosti elektrické části pily – hlavního vypínače - funkce spínačů, elektrickou část je nutné udržovat v čistotě, chránit ji před prachem a vlhkostí.

Při provádění údržby a mazání je bezpodmínečně nutné, aby pila byla vypnuta hlavním vypínačem včetně odpojení hlavního přívodu.

Bezpečnost :

- Všechny části pily, které by mohly ohrozit zdraví obsluhy při práci, jsou zakrytovány vhodnými kryty.
- Při provozu stroje je nutné používat pouze ostré pilové kotouče.
- Z důvodu možnosti vyosení řezného kotouče (např. špatné dotažení matice s levým závitem nebo opotřebení přírub a tím uvolnění kotouče) je do konstrukce stolu zabudován dřevěný chránicí prvek, který zabraňuje naražení kotouče do ocelové konstrukce stolu a chrání kotouč před zničením.
- Při práci na kotoučové pile je nutné používat ochranné pomůcky (ochranné brýle, chrániče proti nadměrnému hluku).

11 Závěr:

Navržená pila dokáže pracovat jak ve stolovém tak v kolébkovém režimu. Rám pily je svařen z obdélníkových profilů a stůl je z profilů čtvercových. Celkové rozměry pily a stolu vycházejí z již vyráběných kolébkových pil se sklápěcím stolem → teda již z vyzkoušených produktů. Z uvedených technických parametrů kotoučových pil byl stanoven typ a výkon elektromotoru, který je dostačující pro splnění podmínek bakalářské práce. K prořezání 190 mm špalku byl volen příslušný kotouč z nástrojové oceli a z něj stanovena řezná síla a maximální řezný posuv. Pro převod byly voleny dva úzké řemeny typu SPZ 1400, které přenáší větší výkon než řemeny klasického průřezu. Byla stanovena utahovací síla, která je vyvozena klíčem DIN 894 k bezpečnému a spolehlivému dotažení matice s levým závitem. Pojezdové ústrojí (tažná oje) je voleno co nejjednodušší, aby byl zajištěn snadný přesun pily na malé vzdálenosti. Na kotoučové pile nemusí být brzda koleček nebo jiný mechanismus, který zajišťuje polohu kotoučové pily. Pila má totiž pouze dvě kolečka.

Vzhledem k malé hmotnosti a snadné manipulovatelnosti kotoučové pily najde navržené konstrukční řešení hlavně uplatnění v malých dílnách, převážně pak v domácnostech. Jedná se o provedení hobby, nikoliv provedení profi.

Ve vypracované bakalářské práci jsem úspěšně splnil všechny cíle a body ze zadání a snažil se navrhnout části pily co nejjednodušeji a nejlevněji, aby byla splněna jak funkčnost stroje, tak brán ohled na bezpečí obsluhy.

K bakalářské práci jsou doloženy pouze výkresy uvedené v seznamu příloh.

12 Seznam použité literatury:

- [1] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2
- [2] Fiala, J., Bebr, A., Matoška, Z.: *Strojnické tabulky 1 – materiály pro strojírenskou výrobu*. Praha 1987. SNTL – nakladatelství technické literatury.
- [3] Fiala, J., Svoboda, P., Šimonovský, M.: *Strojnické tabulky 2 – základní strojní prvky a součásti*. Praha 1988. SNTL – nakladatelství technické literatury.
- [4] Fiala, J., Svoboda, P., Šťastný, K.: *Strojnické tabulky 3 – základní strojní součásti a montážní jednotky*. Praha 1989. SNTL – nakladatelství technické literatury.
- [5] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s., Dotisk 1.vyd. 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 146s., ISBN 978-80 248
- [7] Havlík, J., Szlachta, T.: *Základy strojnictví 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1996, 208s., ISBN 80-7078-346-X
- [8] Kaláb, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu – vysokoškolská příručka*. Ostrava 2008
- [9] PILANA – Pilové kotouče na řezání dřeva, technické informace pro pilové kotouče z nástrojové oceli,...Dostupné z <www.pilana.cz>
- [10] GARLAND, s.r.o. - produkty scheppach – Kolébkové a stolní kotoučové pily,...Dostupné z <www.garland.cz> katalog zahrada
- [11] BOSCH – elektrické nářadí pro profesionály, nářadí, stacionární nářadí,...Dostupné z <www.bosch.cz>
- [12] BGTECHNIK – ABG formátovací pily,...Dostupné z <www.bgtechnik.cz>
- [13] BLACK and DECKER – kotoučová pila Black and Decker CD 601,... Dostupné z <www.rucni-naradi.cz>
- [14] PROFESIONAL - klic-jednostranný-din894-24mm,... Dostupné z <www.naradiprofesional.cz>
- [15] MONTAKO, s.r.o. – kola a kolečka pro každého, kolečka pro vozíky, káry, míchačky Série PL-PPL,...Dostupné z <www.montako.cz>
- [16] SIEMENS – elektromotory,...Dostupné z <www.elektromotory-siemens.cz> katalog elektromotorů siemens – nízkonapěťové
- [17] tabulka tvrdosti dřeva – fyzikální a mechanické vlastnosti,...Dostupné z <<http://wood.mendelu.cz/>>

13 Seznam příloh:

<u>NÁZEV</u>	<u>ČÍSLO VÝKRESU</u>	<u>FORMÁT</u>
1. Okružní pila	SB3KSS03-01	A0
2. Tažná oje	SB3KSS03-02	A1
3. Velká řemenice	SB3KSS03-01-01-01	A3
4. Seznam položek	SB3KSS03-01-K	A4